

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-082649

(43)Date of publication of application : 26.03.1999

(51)Int.Cl.

F16H 3/72

(21)Application number : 09-250410

(71)Applicant : HONDA MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 16.09.1997

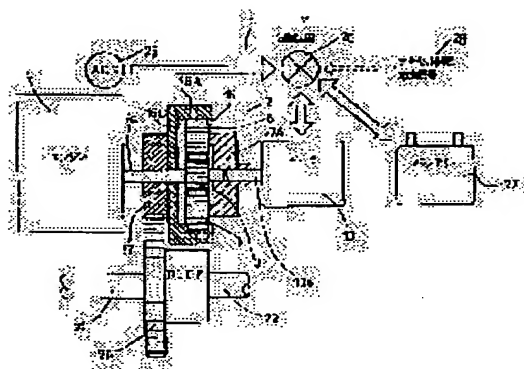
(72)Inventor : IMAZU SHIGEO

## (54) CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

## (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a continuously variable transmission which has a very wide variable range owing to a low pollution, a low fuel consumption and a high performance, and can cope with a high output and a large exhaust amount, and furthermore, applicable to a gas/electric hybrid vehicle.

**SOLUTION:** A planetary gear mechanism 2 which consists of a sun gear 3, plural planetary gears 6, 6, and 6 and a ring gear 15, is provided, the driving shaft 5a of an engine 5 is connected to the sun gear 3, the rotary shaft 13a of a motor 13 is connected to a planetary gear holder 7A installed with the plural planetary gears 6, 6, and 6, and an output shaft is connected to the ring gear 15, and by controlling the rotation frequency of the motor 13 to the rotation frequency of the engine 5, the gear ratio is changed in a wide range, so as to output advance, backing and stop of the vehicle at this gear ratio.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

07.05.1999

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

20.08.2003

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-82649

(43) 公開日 平成11年(1999) 3月26日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup>

F 1 6 H 3/72

識別記号

F I

F 1 6 H 3/72

A

審査請求 未請求 請求項の数5 OL (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平9-250410  
(22) 出願日 平成9年(1997) 9月16日

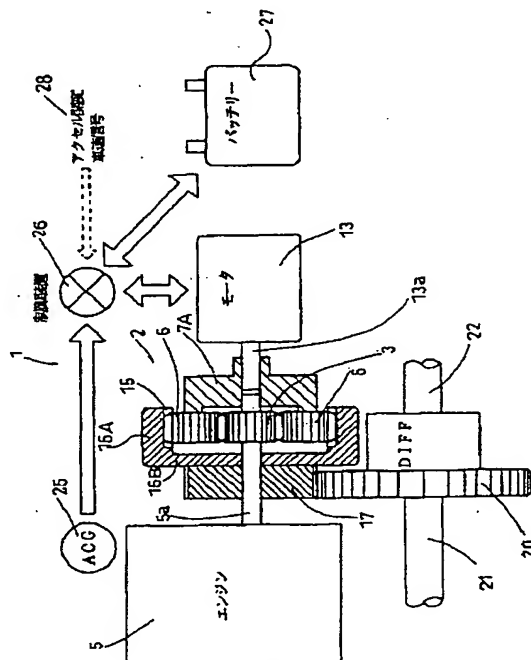
(71) 出願人 000005326  
本田技研工業株式会社  
東京都港区南青山二丁目1番1号  
(72) 発明者 今津 滋雄  
三重県鈴鹿市平田町1907番地 本田技研工業株式会社鈴鹿製作所内  
(74) 代理人 弁理士 磯野 道造

(54) 【発明の名称】 無段変速トランスミッション

(57) 【要約】

【課題】 低公害・低燃費・高性能化のため、非常に広い可変範囲を持ち、高出力、大排気量にも対応可能で、なおかつ、ガソリン/電気ハイブリット車としても応用可能な無段変速トランスミッションとする。

【解決手段】 サンギア3と複数の遊星ギア6、6、6とリングギア15からなる遊星ギア機構2を設け、サンギア3にエンジン5の駆動軸5aを連結し、複数の遊星ギア6、6、6を装着する遊星ギアホルダ7Aにモータ13の回転軸13aを連結し、リングギア15に出力軸を連結し、エンジン5の回転数に対するモータ13の回転数を制御することにより、ギア比を広範囲に変化させ、車両の前進、後退、停止がギア比で出力可能なことを特徴とする無段変速トランスミッション1とした。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 サンギアと複数の遊星ギアとリングギアからなる遊星ギア機構を設け、前記サンギアにエンジンの駆動軸を連結し、前記複数の遊星ギアを装着する遊星ギアホルダにモータの回転軸を連結し、前記リングギアに出力軸を連結し、前記エンジンの回転数に対する前記モータの回転数を制御することにより、ギア比を広範囲に変化させ、車両の前進、後退、停止がギア比で出力可能なことを特徴とする無段変速トランスミッション。

【請求項2】 サンギアと複数の遊星ギアとリングギアからなる遊星ギア機構を設け、前記サンギアにモータの回転軸を連結し、前記複数の遊星ギアを装着する遊星ギアホルダにエンジンの駆動軸を連結し、前記リングギアに出力軸を連結し、前記エンジンの回転数に対する前記モータの回転数を制御することにより、ギア比を広範囲に変化させ、車両の前進、後退、停止がギア比で出力可能なことを特徴とする無段変速トランスミッション。

【請求項3】 前記モータが発電機の機能も有することを特徴とする請求項1又は2に記載の無段変速トランスミッション。

【請求項4】 前記モータの回転軸と前記遊星ギアホルダの間に、又は前記モータの回転軸と前記サンギアの間に変速ギアを介在してなることを特徴とする請求項1又は2又は3に記載の無段変速トランスミッション。

【請求項5】 前記車両のアクセル開度及び車速信号に応じて前記エンジンの回転数に対する前記モータの回転数を制御してなることを特徴とする請求項1又は2又は3又は4に記載の無段変速トランスミッション。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、エンジン及びモータの双方から入力トルクを受け取ることができ、ガソリン／電気ハイブリット車としても応用可能な無段変速トランスミッションに関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】2輪、4輪を含め車両に求められる基本的な性能は、高い動力性能と低燃費・低公害である。しかしながら、従来の内燃機関は、燃料を燃やして出力を得るわけであるから、高い動力性能を得ようとする、より多くの燃料を燃やす必要があり、低燃費・低公害とは相反する結果となってしまう。

【0003】そこで、エンジン自体ではなく、エンジンからの出力をいかに効率よく利用するかを考慮すると、エンジンの出す出力は、エンジンの回転数により変化し、ある一定の回転数で最大の出力を発生するのであるから、高い加速性能を得るためには、常に最大出力の発生するエンジン回転数近辺を使用して走行すればよいことになる。また、低燃費・低公害は、単位時間当たりの

燃焼回数が少ないほど、つまりエンジンの回転数が低いほど燃料消費・排出ガス量は少なくなるということになる。

【0004】このようなエンジンの使い方が状況に応じて常にできれば良いわけであるが、既存のマニュアル・トランスミッション（MT）又はオートマチック・トランスミッション（AT）では3～5種類のギア比を手動もしくは自動で選択して走行するわけであるから、最大出力発生回転数1点にエンジン回転を合わせて加速することは不可能であるし、クルーズ走行中に、車両をその速度を維持するぎりぎりの低いエンジン回転数にしていたのでは、次に加速したい時にいちいちシフトダウンしなくては、一切の加速が出来ない。そこで、無段変速トランスミッションを使用すれば、最大加速時は、車速の増加に従ってギア比を連続的に変化させることで、常にエンジンの回転数を最大出力発生回転数に維持しながら加速することができ、又クルーズ走行時は実際にクルーズに必要なぎりぎりの低い出力までエンジン回転を落とし、その後、加速が必要な場合は、適時ギア比を変化させることで必要な加速を得ることが可能となり、非常に高いレベルで「高い動力性能」と「低燃費・低公害」を両立することができる。

## 【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、従来の無段変速トランスミッションは、スチールベルトと円周の変化するブーリーの組み合わせで構成されているため、以下のような弱点があった。

（1）ベルトとブーリーの間で、作動音、磨耗、発熱、馬力ロスが発生する。

（2）ベルトの耐久性上、高出力の伝達が難しい。

（3）構造上、ギア比を変化できる範囲が限られている。

【0006】そこで、本発明は、低公害・低燃費・高性能化のため、非常に広い可変範囲を持ち、高出力、大排気量にも対応可能で、なおかつ、ガソリン／電気ハイブリット車としても応用可能な無段変速トランスミッションを提供することを目的とするものである。

## 【0007】

【課題を解決するための手段】本発明は、上述事情に鑑みてなされたものであって、サンギアと複数の遊星ギアとリングギアからなる遊星ギア機構を設け、前記サンギアにエンジンの駆動軸を連結し、前記複数の遊星ギアを装着する遊星ギアホルダにモータの回転軸を連結し、前記リングギアに出力軸を連結し、前記エンジンの回転数に対する前記モータの回転数を制御することにより、ギア比を広範囲に変化させ、車両の前進、後退、停止がギア比で出力可能なことを特徴とする無段変速トランスミッションとした。また、サンギアと複数の遊星ギアとリングギアからなる遊星ギア機構を設け、前記サンギアにモータの回転軸を連結し、前記複数の遊星ギアを装着す

る遊星ギアホルダにエンジンの駆動軸を連結し、前記リングギアに出力軸を連結し、前記エンジンの回転数に対する前記モータの回転数を制御することにより、ギア比を広範囲に変化させ、車両の前進、後退、停止がギア比で出力可能なことを特徴とする無段変速トランスミッションとした。

【0008】また、前記モータが発電機の機能も有することを特徴とする無段変速トランスミッションとした。

また、前記モータの回転軸と前記遊星ギアホルダの間に、又は前記モータの回転軸と前記サンギアの間に変速ギアを介在してなることを特徴とする無段変速トランスミッションとした。また、前記車両のアクセル開度及び車速信号に応じて前記エンジンの回転数に対する前記モータの回転数を制御してなることを特徴とする無段変速トランスミッションとした。

【0009】

【発明の実施の形態】以下、図面に沿って、本発明による無段変速トランスミッションの実施の形態を説明する。図1は、本発明による無段変速トランスミッションを示す構成図、図2は図1に示す無段変速トランスミッションの遊星ギア機構部分の側断面図、図3は図1に示す無段変速トランスミッションの遊星ギア機構の分解斜視図、図4は遊星ギア機構の概略正面図、図5は遊星ギア機構の拡大模式図である。

【0010】図1乃至図4に示すように、無段変速トランスミッション1は遊星ギア機構2を有している。この遊星ギア機構2のサンギア3にはエンジン5の駆動軸5aが連結されている。また、サンギア3には遊星ギア6, 6, 6が啮合しており、遊星ギア6, 6, 6は円形の遊星ギアホルダ7Aに突設されたピン8, 8, 8にカラー10, 10, 10を介して回転自在に支持されている。更に、ピン8, 8, 8の先端部には正面視略三角形の三辺の形状の遊星ギアホルダ7Bが装着され(図3参照)、ピン8, 8, 8の先端に螺合したナット12, 12, 12で抜け止めされている。すなわち、遊星ギア6, 6, 6は遊星ギアホルダ7A, 7Bに装着され、一体となってサンギア3の回りを公転するようになっている。

【0011】そして、前記遊星ギアホルダ7Aの中心孔の遊星ギア側の略半分には前記サンギア3に連結したエンジン5の駆動軸5aの先端が回転自在に挿入され、前記遊星ギアホルダ7Aの中心孔の他の略半分にはモータ13の回転軸13aの先端が嵌合され固定されている。すなわち、遊星ギアホルダ7Aはエンジン5の駆動軸5aに対しては回転自在で、モータ13の回転軸13aと共に回転するようになっている。

【0012】また、遊星ギア6, 6, 6はリングギア15とも啮合しており、サンギア3、遊星ギア6, 6, 6\*

\*及びリングギア15から遊星ギア機構2が構成されている。また、リングギア15はリング状のリングギアホルダ16Aに装着され、このリングギアホルダ16Aは円形のリングギアホルダ16Bに固定され、リングギアホルダ16Bにはアウトプットギア17が固定されている。すなわち、リングギア15、リングギアホルダ16A、16B及びアウトプットギア17は一体となって回転する。

【0013】前記リングギアホルダ16B及びアウトプットギア17には中央に孔が明けられ、この中央の孔にエンジン5の駆動軸5aが回転自在に挿通されている。図2中、18, 19はエンジン5の駆動軸5aに対して、リングギアホルダ16B及びアウトプットギア17が軸方向に移動するのを防止するため、駆動軸5aに固定された円板である。更に、リングギア15の回転はリングギアホルダ16A、16B及びアウトプットギア17を介してディファレンシャルギア20に伝達され、左右の車軸21, 22を回転させるようになっている。

【0014】また、図1に示すように、エンジン5に直結したACジェネレータ25で発電された電気は制御装置26を経てバッテリー27に充電され、バッテリー27に充電された電気は制御装置26を経てモータ13に供給される。モータ13でブレーキ制動時に発電した電気は制御装置26を経てバッテリー27に充電される。そして、アクセル開度及び車速の信号28が制御装置26に入力されて処理され、エンジン5の回転数に対するモータ13の回転数を制御するようになっている。

【0015】次に、上述構成の無段変速トランスミッションの作用を図5を参照して説明する。

モータ回転(遊星ギア6の公転) = ギア比 × エンジン回転(サンギア3の回転)であれば、リングギア15は回転しない。

モータ回転(遊星ギアの公転) > ギア比 × エンジン回転(サンギアの回転)であれば、リングギアは時計方向に回転する。

モータ回転(遊星ギアの公転) < ギア比 × エンジン回転(サンギアの回転)であれば、リングギアは反時計方向に回転する。

【0016】ここで、無段変速トランスミッション1のサンギア3の半径をa、遊星ギア6の半径をb、サンギア3の回転数をNa、遊星ギア6の公転数をnb、リングギア15の回転数をNcとすると、次のような関係式が成り立つ。〔ケース1〕リングギアの回転数Ncを0、遊星ギアの自転数(回転数)Nbを1とすると遊星ギアの公転数nbは $2\pi b / 2\pi(a+2b) = b / (a+2b)$ となる。よって、サンギアの回転数Na

$$\begin{aligned} & (2\pi b / 2\pi a) \times \text{遊星ギアの自転数Nb} + \text{遊星ギアの公転数nb} \\ & = (2\pi b / 2\pi a) \times 1 + b / (a+2b) \end{aligned}$$

5

$$= (b/a) \times 1 + b / (a + 2b) \\ = \{2b(a+b)\} / \{a(a+2b)\}$$

となる。

【0017】〔ケース2〕リングギアの回転数Ncを0

回転、遊星ギアの自転数をNb回転とすると、遊星ギア\*

\*の公転数nbは  $\{2\pi b / 2\pi(a+2b)\} \times Nb = \{b / (a+2b)\} \times Nb$  となる。よって、サンギア

$$(2\pi b / 2\pi a) \times \text{遊星ギアの自転数Nb} + \text{遊星ギアの公転数nb} \\ = (2\pi b / 2\pi a) \times Nb + \{b / (a+2b)\} \times Nb \\ = (b/a) \times Nb + \{b / (a+2b)\} \times Nb \\ = \{2b(a+b)\} / \{a(a+2b)\} \times Nb$$

となる。

【0018】〔ケース3〕リングギアの回転数をNc回

転、遊星ギア自転数をNb回転とすると、遊星ギアの※

10※公転数nbは  $\{2\pi b / 2\pi(a+2b)\} \times Nb + Nc$ c =  $\{b / (a+2b)\} \times Nb + Nc$  となる。よ

て、サンギアの回転数Naは、

$$(2\pi b / 2\pi a) \times \text{遊星ギアの自転数Nb} + \text{遊星ギアの公転数nb} \\ = (2\pi b / 2\pi a) \times Nb + \{b / (a+2b)\} \times Nb + Nc \\ = (b/a) \times Nb + \{b / (a+2b)\} \times Nb + Nc \\ = \{2b(a+b)\} / \{a(a+2b)\} \times Nb + Nc$$

となる。

【0019】従って、サンギアの回転数Na、遊星ギアの公転数nb、リングギアの回転数Ncの関係は次式のように表すことができる。

$$Nc = \{2(a+b) \times nb - a \times Na\} / (a+2b)$$

この式をベースに、エンジン5によるサンギア3の回転数Naを1000rpm、モータ8による遊星ギア6の公転数nbを100~2000rpm、サンギア3と遊星ギア6の半径比を0.5~2.0と想定して、出力回転であるリングギア15の回転数Ncをシミュレートすると図6、図7、図8に示すようになる。

【0020】例えば、図7に示すように、サンギアの半径aと遊星ギアの半径bの半径比が1.0の場合、エンジン5によるサンギア3の回転数Naが1000rpmで、モータ8による遊星ギアの公転数nbを2000rpmとすると、リングギア15の回転数Ncは2333rpmとなり、また遊星ギアの公転数nbを1000rpmとすると、リングギアの回転数Ncは1000rpmとなり、また遊星ギアの公転数nbを300rpmとすると、リングギアの回転数Ncは67rpmとなり、エンジンの回転数に対するモータの回転数を調整することにより、非常に広い範囲のギア比を得ることができ、しかも無段でスムーズに変速することができる。

【0021】また、遊星ギアの公転数nbを250rpmとすると、リングギアの回転数Ncは0となるので、クラッチ機構がなくても動力を伝達したり遮断したりすることができ、クラッチレスを実現できる。更に、遊星ギアの公転数nbを250rpm以下とすると、リングギアは逆方向に回転するので、リバースギアの構成が不要となる。なお、図6、図7及び図8においては、エンジン5によるサンギア3の回転数Naを1000rpmとしたが、これに限らず、他の様々な回転数としてもよいことは勿論である。

6

20

30

40

50

【0022】従って、動力伝達系はすべてギアで構成するため、ベルト・プーリー伝動形無段変速トランスミッションに比して、ベルトによる磨耗、発熱、馬力ロスはいくらか少なく、既存のマニュアル・トランスミッションのレベルに収めることができる。また、動力伝達系はすべてギアで構成するため、高出力によりベルトが切れるようなこともなく、高出力のエンジンにも対応することが可能である。また、ギア比を無限大にすることが可能なため、クラッチやトルクコンバーター機構が不要である。

【0023】また、図1に示すように、アクセル開度及び車速信号28が制御装置26に入力されると、制御装置26がエンジン5の回転数に対してモータ13を最適な回転数に制御するようになっている。また、エンジン5とモータ13によるハイブリット走行が可能のため、バッテリー27の充電量及びACジェネレーター25の発電量に余裕がある場合には、制御装置26がエンジン5の出力を絞り、モータ13の動力を主に走行することができる。また、車両減速時にモータ13を電気ブレーキとして作用させ、すなわち発電機として作動させ、発電した電気は制御装置26を介してバッテリー27に充電させ、エネルギーの回収を行うことができる。また、車両発進時には、エンジン5を主として作動させ、通常ガソリン車のように車両を急速に加速させることができ、ガソリン車をもつ運転の楽しみを満喫できる。

【0024】次に、図9を参照して本発明による無段変速トランスミッションの他の実施形態を示す。図9に示す無段変速トランスミッション31は、図1に示す無段変速トランスミッション1のサンギア3にモータ13の回転軸13aを連結し、遊星ギアホルダ7Aにエンジン5の駆動軸5aを連結しており、その他は上述した無段変速トランスミッション1と同様に構成されているので、図1に示す無段変速トランスミッションと同様な効果を得ることができる。

【0025】なお、上述実施の形態では、サンギアにエ

エンジン5の駆動軸5aを連結し、遊星ギアホルダにモータ13の回転軸13aを連結するか、又はサンギアにモータ13の回転軸13aを連結し、遊星ギアホルダにエンジン5の駆動軸5aを連結したが、これに限定されるわけではなく、モータ13の回転軸13aと遊星ギアホルダ又はサンギアの間に变速ギアを介在させてもよく、エンジン5の駆動軸5aとサンギア又は遊星ギアホルダの間に变速ギアを介在させてもよい。

【0026】

【発明の効果】以上説明したように、本発明によれば、動力伝達系はすべてギアで構成されているため、ベルト・ブリー伝動形無段变速トランスミッションに比して、ベルトによる磨耗、発熱、馬力ロスは少なく、既存のマニュアル・トランスミッションのレベルに収めることができる。また、動力伝達系はすべてギアで構成するため、高出力によりベルトが切れるようなこともなく、高出力のエンジンにも対応することが可能である。また、エンジンとモータの回転数を調整することにより、非常に広い範囲のギア比を得ることができ、車両の前進、後退、停止がすべてギア比で出力が可能のため、クラッチやトルクコンバーター機構が不要である。更に、ギア比を負にすることが可能なため、リングギアを逆方向に回転させ、すなわち車両を後退させることができ、リバースギアの構成が不要となる。

【0027】また、車両のアクセル開度及び車速信号に応じて、エンジンの回転数に対してモータを最適な回転数に制御することができ、効率のよい走行が可能となる。また、エンジンとモータによるハイブリット走行が可能のため、バッテリーの充電量に余裕がある場合には、エンジンの出力を絞り、モータの動力を主に走行することができる。また、減速時にモータを発電機として作動させ、エネルギーの回収を行うことができる。また、現行のトランスミッション位置にモータと遊星ギア機構を直列配置することで、既存の車体レイアウトを大幅に変更することなく本発明による無段变速トランスミッションを搭載可能である。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明による無段变速トランスミッションを示す構成図である。

【図2】図1に示す無段变速トランスミッションの遊星ギア機構部分の側断面図である。

【図3】図1に示す無段变速トランスミッションの遊星

ギア機構の分解斜視図である。

【図4】遊星ギア機構の概略正面図である。

【図5】遊星ギア機構の拡大模式図である。

【図6】サンギアの回転数 $N_a$ を1000rpm、遊星ギアの公転数 $n_b$ を100~2000rpm、サンギアと遊星ギアの半径比を0.5と0.75と想定して、出力回転であるリングギアの回転数 $N_c$ をシミュレートした図である。

【図7】サンギアの回転数 $N_a$ を1000rpm、遊星ギアの公転数 $n_b$ を100~2000rpm、サンギアと遊星ギアの半径比を1.0と1.25と想定して、出力回転であるリングギアの回転数 $N_c$ をシミュレートした図である。

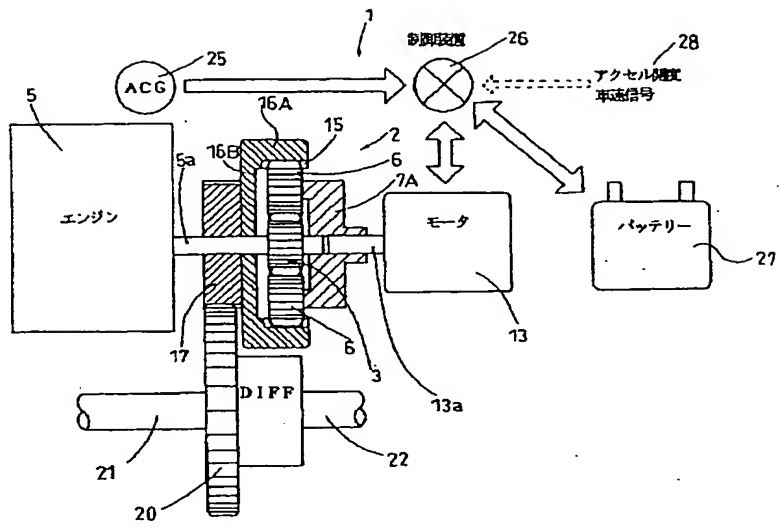
【図8】サンギアの回転数 $N_a$ を1000rpm、遊星ギアの公転数 $n_b$ を100~2000rpm、サンギアと遊星ギアの半径比を1.5と2.0と想定して、出力回転であるリングギアの回転数 $N_c$ をシミュレートした図である。

【図9】本発明による無段变速トランスミッションの他の実施形態を示す構成図である。

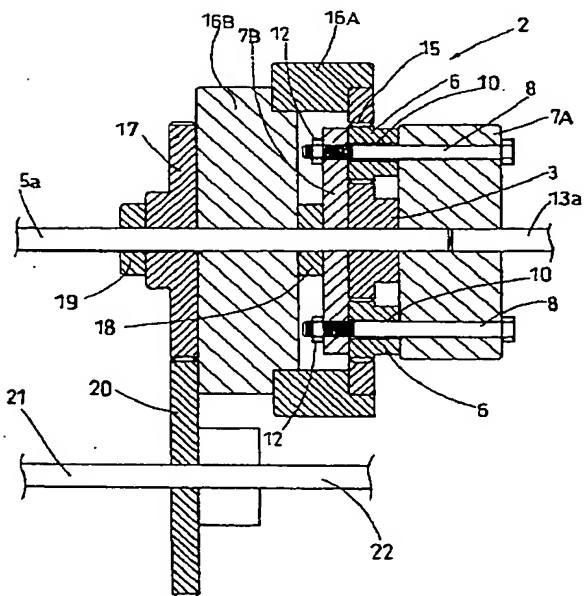
【符号の説明】

- 1 無段变速トランスミッション
- 2 遊星ギア機構
- 3 サンギア
- 5 エンジン
- 5a エンジンの駆動軸
- 6, 6, 6 遊星ギア
- 7A 遊星ギアホルダ
- 7B 遊星ギアホルダ
- 8 ピン
- 13 モータ
- 13a モータの回転軸
- 15 リングギア
- 16A リングギアホルダー
- 16B リングギアホルダー
- 17 アウトプットギア
- 20 ディファレンシャルギア
- 25 ACジェネレータ
- 26 制御装置
- 27 バッテリー
- 28 アクセル開度及び車速信号
- 31 無段变速トランスミッション

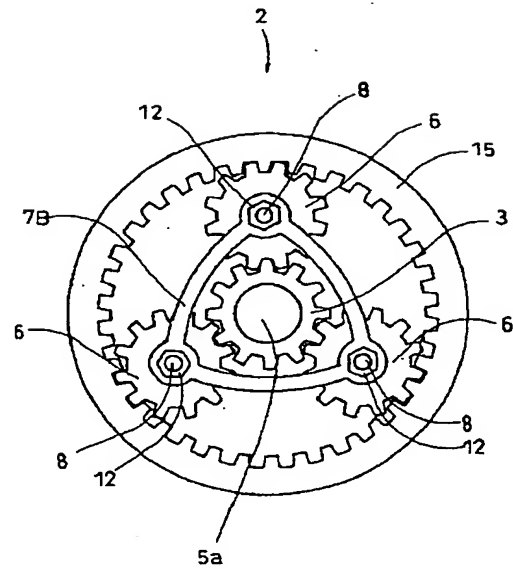
【図1】



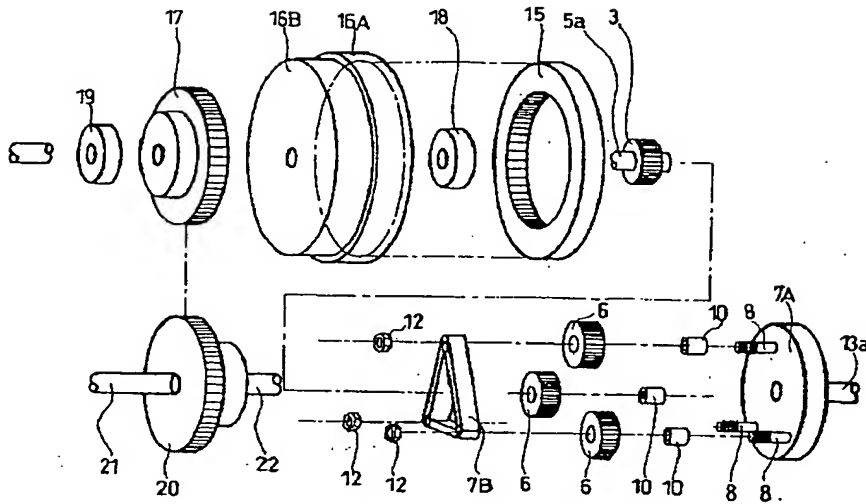
【図2】



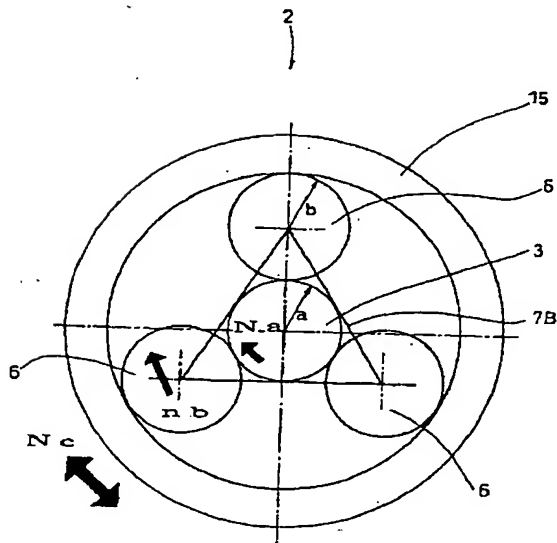
【図4】



【図3】



【図5】



【図6】

Nc (リングギア回転数)

歯数	歯数	歯数	歯数	歯数
a	b	N <sub>a</sub>	N <sub>b</sub>	N <sub>c</sub>
0.5	1	1000	1000	-30
0.5	1	1000	150	-20
0.5	1	1000	200	-40
0.5	1	1000	250	-60
0.5	1	1000	300	-80
0.5	1	1000	350	-100
0.5	1	1000	400	-120
0.5	1	1000	450	-140
0.5	1	1000	500	-160
0.5	1	1000	550	-180
0.5	1	1000	600	-200
0.5	1	1000	650	-220
0.5	1	1000	700	-240
0.5	1	1000	750	-260
0.5	1	1000	800	-280
0.5	1	1000	850	-300
0.5	1	1000	900	-320
0.5	1	1000	950	-340
0.5	1	1000	1000	-360
0.5	1	1000	1050	-380
0.5	1	1000	1100	-400
0.5	1	1000	1150	-420
0.5	1	1000	1200	-440
0.5	1	1000	1250	-460
0.5	1	1000	1300	-480
0.5	1	1000	1350	-500
0.5	1	1000	1400	-520
0.5	1	1000	1450	-540
0.5	1	1000	1500	-560
0.5	1	1000	1550	-580
0.5	1	1000	1600	-600
0.5	1	1000	1650	-620
0.5	1	1000	1700	-640
0.5	1	1000	1750	-660
0.5	1	1000	1800	-680
0.5	1	1000	1850	-700
0.5	1	1000	1900	-720
0.5	1	1000	1950	-740
0.5	1	1000	2000	-760

歯数	歯数	歯数	歯数	歯数
a	b	N <sub>a</sub>	N <sub>b</sub>	N <sub>c</sub>
0.75	1	1000	100	-145
0.75	1	1000	150	-87
0.75	1	1000	200	-18
0.75	1	1000	250	45
0.75	1	1000	300	102
0.75	1	1000	350	173
0.75	1	1000	400	238
0.75	1	1000	450	300
0.75	1	1000	500	364
0.75	1	1000	550	427
0.75	1	1000	600	481
0.75	1	1000	650	535
0.75	1	1000	700	581
0.75	1	1000	750	627
0.75	1	1000	800	672
0.75	1	1000	850	717
0.75	1	1000	900	762
0.75	1	1000	950	807
0.75	1	1000	1000	852
0.75	1	1000	1050	897
0.75	1	1000	1100	942
0.75	1	1000	1150	987
0.75	1	1000	1200	1032
0.75	1	1000	1250	1077
0.75	1	1000	1300	1122
0.75	1	1000	1350	1167
0.75	1	1000	1400	1212
0.75	1	1000	1450	1257
0.75	1	1000	1500	1302
0.75	1	1000	1550	1347
0.75	1	1000	1600	1392
0.75	1	1000	1650	1437
0.75	1	1000	1700	1482
0.75	1	1000	1750	1527
0.75	1	1000	1800	1572
0.75	1	1000	1850	1617
0.75	1	1000	1900	1662
0.75	1	1000	1950	1707
0.75	1	1000	2000	1752



【図7】

Nc (リングギア回転数)

半径	半径	同軸数	Nc
a	b	Nb (mm/公転)	Nc
1	1	1000	100
1	1	1000	150
1	1	1000	200
1	1	1000	250
1	1	1000	300
1	1	1000	350
1	1	1000	400
1	1	1000	450
1	1	1000	500
1	1	1000	550
1	1	1000	600
1	1	1000	650
1	1	1000	700
1	1	1000	750
1	1	1000	800
1	1	1000	850
1	1	1000	900
1	1	1000	950
1	1	1000	1000
1	1	1000	1050
1	1	1000	1100
1	1	1000	1150
1	1	1000	1200
1	1	1000	1250
1	1	1000	1300
1	1	1000	1350
1	1	1000	1400
1	1	1000	1450
1	1	1000	1500
1	1	1000	1550
1	1	1000	1600
1	1	1000	1650
1	1	1000	1700
1	1	1000	1750
1	1	1000	1800
1	1	1000	1850
1	1	1000	1900
1	1	1000	1950
1	1	1000	2000
1	1	1000	2050
1	1	1000	2100
1	1	1000	2150
1	1	1000	2200
1	1	1000	2250
1	1	1000	2300
1	1	1000	2350
1	1	1000	2400
1	1	1000	2450
1	1	1000	2500

【図8】

Nc (リングギア回転数)

半径	半径	同軸数	Nc
a	b	Nb (mm/公転)	Nc
1.5	1	1000	100
1.5	1	1000	150
1.5	1	1000	200
1.5	1	1000	250
1.5	1	1000	300
1.5	1	1000	350
1.5	1	1000	400
1.5	1	1000	450
1.5	1	1000	500
1.5	1	1000	550
1.5	1	1000	600
1.5	1	1000	650
1.5	1	1000	700
1.5	1	1000	750
1.5	1	1000	800
1.5	1	1000	850
1.5	1	1000	900
1.5	1	1000	950
1.5	1	1000	1000
1.5	1	1000	1050
1.5	1	1000	1100
1.5	1	1000	1150
1.5	1	1000	1200
1.5	1	1000	1250
1.5	1	1000	1300
1.5	1	1000	1350
1.5	1	1000	1400
1.5	1	1000	1450
1.5	1	1000	1500
1.5	1	1000	1550
1.5	1	1000	1600
1.5	1	1000	1650
1.5	1	1000	1700
1.5	1	1000	1750
1.5	1	1000	1800
1.5	1	1000	1850
1.5	1	1000	1900
1.5	1	1000	1950
1.5	1	1000	2000
1.5	1	1000	2050
1.5	1	1000	2100
1.5	1	1000	2150
1.5	1	1000	2200
1.5	1	1000	2250
1.5	1	1000	2300
1.5	1	1000	2350
1.5	1	1000	2400
1.5	1	1000	2450
1.5	1	1000	2500

半径	半径	同軸数	Nc
a	b	Nb (mm/公転)	Nc
2	1	1000	100
2	1	1000	150
2	1	1000	200
2	1	1000	250
2	1	1000	300
2	1	1000	350
2	1	1000	400
2	1	1000	450
2	1	1000	500
2	1	1000	550
2	1	1000	600
2	1	1000	650
2	1	1000	700
2	1	1000	750
2	1	1000	800
2	1	1000	850
2	1	1000	900
2	1	1000	950
2	1	1000	1000
2	1	1000	1050
2	1	1000	1100
2	1	1000	1150
2	1	1000	1200
2	1	1000	1250
2	1	1000	1300
2	1	1000	1350
2	1	1000	1400
2	1	1000	1450
2	1	1000	1500
2	1	1000	1550
2	1	1000	1600
2	1	1000	1650
2	1	1000	1700
2	1	1000	1750
2	1	1000	1800
2	1	1000	1850
2	1	1000	1900
2	1	1000	1950
2	1	1000	2000
2	1	1000	2050
2	1	1000	2100
2	1	1000	2150
2	1	1000	2200
2	1	1000	2250
2	1	1000	2300
2	1	1000	2350
2	1	1000	2400
2	1	1000	2450
2	1	1000	2500

【図9】

